

## EFICIENCIA ENERGÉTICA: ESTUDIO DE UN CASO DE REPOTENCIACIÓN DE UN CICLO EXISTENTE DE VAPOR

A. Fushimi<sup>(1)</sup>, L. Zárate<sup>(2)</sup>

Tycsalp. Calle 2 N° 1072 2° B, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com  
Tydsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina. E-mail: lzarate@tydsa.com.ar

### RESUMEN:

En el presente trabajo, se presentan los resultados de un estudio de repotenciación de un ciclo de vapor pequeño (de unos 30 MW de potencia en bornes), con un turbogruppo de gas seleccionado de entre los existentes en el mercado de estas unidades. El mismo muestra la enorme ganancia de potencia y eficiencia que puede lograrse mediante las opciones de integración de procesos por repotenciación a *ciclo combinado de una presión*, y el potencial de obtener una mejora extra en el caso de pasar del concepto “*solo electricidad*” a aquel de “*electricidad + calor*”. Sus autores intentan describir un caso de estudio del que derivan conceptos que se espera que puedan ser de utilidad para quienes puedan o deban desempeñarse en casos similares.

**Palabras clave:** Sistemas térmicos. Repotenciación de ciclos de vapor. Eficiencia energética. Cogeneración. Ciclo combinado

### INTRODUCCIÓN

Las demandas energéticas de una sociedad o parte de ella, incluyen el trabajo mecánico (electricidad) y el calor como los vectores energéticos imprescindibles para las actividades productivas, y un estilo de vida moderno que todos deseamos disfrutar. Dado que el planeta que habitamos es finito, la eficiencia energética adquiere una importancia cada vez mayor, concepto que no parece ser tenido en cuenta en nuestra sociedad en la medida de lo necesario. Sabemos que la integración de procesos en las tecnologías de conversión energética, cogeneración (CHP), ciclo combinado (CC), district heating (DH), etc., permiten incrementos sustanciales de la eficiencia energética, y son practicados en los países desarrollados, no así en el nuestro en el que los faltantes de recursos primarios se solucionan en forma poco racional con la compra del exterior de los mismos, como si no existiera la posibilidad de minimizar esas onerosas adquisiciones, mediante la práctica de la eficiencia energética.

### EL CICLO DE VAPOR A REPOTENCIAR.

El ciclo de vapor a repotenciar, es un típico ciclo de vapor sobrecalentado de 78 bar, 494°C, con 5 etapas de precalentamiento regenerativo del agua de alimentación a la caldera, (ciclo de Cotteril) con condensación a 0.06 bar (36.2°C), cuya potencia en bornes es 30.21 MW, y 32.61% de rendimiento. Los parámetros de los puntos singulares, como así también sus performances e indicadores cualitativos, se presentan en la Figura 2.

De ellos es de interés notar que:

- |  |  |
|--|--|
| a) El caudal de admisión es de                   | 35.2 kg/s                                      |
| b) El caudal a condensación es de                | 24.8 kg/s                                      |
| c) La suma de los caudales de extracción es pues | 10.4 kg/s = aprox. 30% del caudal de admisión. |
| d) Las performances de la unidad son:            |  |

Potencia indicada:	31.8 MW
Potencia en bornes. Rend. mec y electr. de 95%	30.21 MW
Combustible demandado por el sistema	87.08 MW
Rendimiento en bornes	34.69%
Incluyendo caldera del 94% de eficiencia térmica	32.61%

Si el ciclo fuera el de Rankine, de la misma potencia de producción eléctrica “indicada” o termodinámica, de 31.8 MW y sin precalentamiento regenerativo, serían:

Caudal de vapor del ciclo Rankine de la misma potencia:	29.98 kg/s
Potencia indicada:	31.8 MW
Potencia en bornes. Rend. mec y electr. de 95%	30.2 MW
Combustible demandado por el sistema	96.41 MW
Rendimiento en bornes	31.33%
Incluyendo caldera del 94% de eficiencia térmica	29.45%

<sup>1</sup> Capacitación TYCSA. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A. Profesor jubilado, UNLP.

<sup>2</sup> Ingeniero de proyecto, Dto. Ingeniería TYC SA.

De estas cifras aproximadas se desprende que las extracciones de vapor de la turbina de unos 30 MW, generalmente del orden del 30% del caudal de admisión a la turbina, producen un aumento del caudal de vapor a ser generado por la caldera, pero también una ganancia del rendimiento que justifica la adopción de este concepto (cogeneración interna del ciclo) en todos los ciclos convencionales de vapor que se instalan en el mundo.

## CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE REPOTENCIACIÓN

La baja eficiencia de un ciclo convencional de vapor reside en la elevada destrucción de exergía que el generador de vapor convencional produce en la transferencia de energía en la forma de calor desde los gases de combustión a elevadas temperaturas (1500°C o mayores), al sistema agua / vapor, a temperaturas mucho menores, con elevadísimos diferenciales. La expansión del vapor en una TV comienza a temperaturas generalmente menores que 600°C, mientras que en TGs modernas comienzan a 1600°C como en la unidad M501J a ser puesta en el mercado en el presente año, con perspectivas de llegar a los 1700°C en un futuro próximo. Las temperaturas de escape de los gases superan los 600°C, por lo que es posible la generación de vapor para alimentar un ciclo de vapor como el que consideramos en el presente trabajo, aunque en este caso hemos optado por una unidad PG6111FA, mas chica y no tan moderna, apuntando a un CC de una única presión con un costo moderado.

En los sistemas de ciclos combinados dedicados, generalmente el calor de los gases de escape de la TV se destina:

- (1) primariamente a generar vapor sobrecalentado de parámetros elevados para accionar la TV del ciclo de bottoming. Esto deja cantidades de calor sobrantes de relativamente bajas temperaturas, y
- (2) la utilización de este calor para calentar la fase líquida y generar vapor de menores parámetros termodinámicos en CCs de una o más presiones. [1].

Después de haber realizado las correspondientes transferencias de calor, los gases deberán tener una temperatura del orden de los 100°C, en algunos casos menor, para minimizar la cantidad de calor que escapará por la chimenea. En ciclos de bottoming de una presión, frecuentemente las temperaturas de chimenea son altas, lo que puede ser mejorado utilizando una TG de menos caudal de gases y más alta temperatura, y si es necesario, agregar la combustión suplementaria en lo mínimo necesario para corregir el problema de las excesivas pérdidas por chimenea.

El segundo de los efectos indicados puede ser realizado de dos formas: mediante el precalentamiento regenerativo (Cotteril) usando vapor de extracción de la TV como en los ciclos convencionales de vapor, o mediante el calor residual de los gases de escape de la TG en el HRSG. Esta última opción es conveniente en un CC dedicado puesto que si se utiliza el calor residual de los gases de escape en lugar de los componentes de extracción de vapor de la TV, se evita la reducción de la expansión en la TV por esos caudales extraídos.

Pero cuando la TV es la que se utiliza en un ciclo Cotteril con precalentamiento regenerativo, aparece el problema de los caudales de vapor pasantes por las diferentes secciones de la turbina, que se muestra en la figura 1 siguiente:

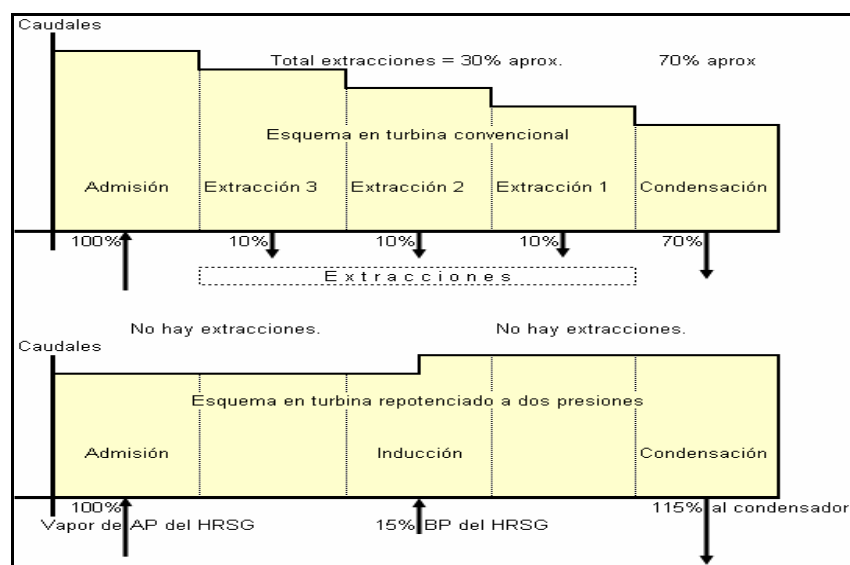


Figura 1: Esquema de caudales de una TV convencional y repotenciado a dos presiones

En la figura 1 se muestra esquemáticamente el problema que se encuentra en la circulación del vapor por las secciones de la TV, por diferencia entre un ciclo con extracciones para precalentamiento regenerativo (arriba), y un ciclo combinado de dos presiones con una inyección adicional de vapor de BP del 15% (abajo), congestionando el flujo de vapor hacia el final de la expansión, a valores generalmente inadmisibles. En los ciclos de dos y tres presiones, la TV debe ser del tipo “inducción”, o sea de caudales pasantes crecientes por sus secciones, utilizando para ello los aportes de vapor de MP y BP que puede generar el HRSG.

Cabe agregar que es posible repotenciar ciclos de vapor en esquema de dos presiones, [1] y también con recalentamiento, [2]; en ambos casos el HRSG es mas complejo que el de una presión sin recalentamiento que se presenta en este trabajo

Un ciclo Rankine de vapor sobrecalentado, puede ser repotenciado a ciclo combinado en su versión mas simple, con solo reemplazar el elemento mas nocivo de su ciclo: el generador convencional de vapor, que degrada masivamente la energía del combustible en su transferencia al agua / vapor, y si la TV es por su diseño de caudal pasante constante, o sea sin extracciones para el precalentamiento regenerativo, la transformación de repotenciación es sencilla. Las principales ventajas de esta opción son:

- a) Produce un aumento de potencia y eficiencia muy elevado, debido a la sustitución de la destrucción de exergía mencionado arriba, por una transferencia de energía en la forma de trabajo mecánico (o electricidad) en la TG.
- b) Es posible la instalación del grupo TG + HRSG en el lugar asignado, próxima al ciclo de vapor existente a repotenciar, mientras el mismo se encuentra operando con su caldera convencional. Se supone la existencia de los espacios necesarios para ello.
- c) Una vez que el grupo se encuentra en condiciones de operar, se terminan las conexiones por las que la TV pueda operar con el vapor generado por el grupo TG + HRSG, o bien con la vieja caldera si se la desea contar como unidad *back up*, o de operación circunstancial por ejemplo para utilizar un combustible alternativo, o de un combustible biomásico, etc. Esto se hace a planta parada, e insume muy poco tiempo
- c) La inversión necesaria es muy baja, puesto que se conservan la TV, el condensador y sistema de enfriamiento; compuesto generalmente por torre de enfriamiento, bombas de circulación, reposición y purgas, tratamiento de agua del circuito del condensador, etc. Sin embargo, el sistema eléctrico debe ser renovado en forma sustancial, debido a que la potencia de la unidad aumenta en más del 200% cuando opera en el modo CC.

En el diseño de un ciclo combinado dedicado, es ordenado comenzar seleccionando una unidad TG de bajo consumo específico y elevada temperatura de gases de escape, con un caudal que sin (o mínima) combustión suplementaria pueda producir el vapor que procesará el ciclo de bottoming a diseñar. Este ciclo podrá ser de una, dos o tres presiones, con o sin recalentamiento, pero se deben tener en cuenta que los ciclos sin recalentamiento tienen topes de presión del orden de unos 100 bar, dependiendo del rendimiento isentrópico de la turbina, temperaturas de admisión y de condensación, para limitar la humedad del vapor en su escape de la TV convencional a valores aceptables. Presiones mayores de admisión requieren del recalentamiento que conduce a un sistema de tres presiones, con lo que se obtienen los mejores rendimientos. [1] Con ello se minimizan las irreversibilidades de la transferencia térmica en el HRSG, y las pérdidas por chimenea, imposibles de lograr con sistemas de dos presiones, y menos aún con la de una presión.

El HRSG de un CC de tres presiones produce tres corrientes de vapor: el sobrecalentado de alta presión (AP), el recalentado de MP, y el sobrecalentado de BP, que se inyectan a la turbina de vapor en sus correspondientes bocas de inducción, por lo que la TV debe ser de diseño especial, y el condensador, de dimensiones mayores a lo convencional.

### REPOTENCIACIÓN (TOPPING) PROPUESTO PARA EL PRESENTE CASO

El precalentamiento del agua de alimentación de la caldera (BFW) puede ser logrado utilizando los gases aún calientes del HRSG, después de haber transferido todo el calor posible en la generación y sobrecalentamiento del vapor destinado a la turbina. Puesto que este vapor es de elevados parámetros queda un remanente que puede ser utilizado para el precalentamiento del BFW sin necesidad de extraer vapor de la turbina lo que, de hacerlo, reduciría su producción de potencia mecánica. Resulta pues conveniente la opción HRSG, dejando que el vapor continúe su expansión en su totalidad. Pero como se explicó arriba, al intentar aplicar este criterio en una repotenciación en la que se desea conservar la TV del ciclo existente, aparece la rigidez de los caudales pasantes, difícil de resolver adecuadamente, puesto que se tratan de máquinas que han sido construidas con características que no coinciden con las necesidades del nuevo sistema. O sea, la TV del ciclo existente y la de un CC pueden tener el mismo caudal de vapor de admisión, (35.11 kg/s en el caso de la Figura 1) pero no serán así los caudales de escape al condensador, que en ciclo combinado de una presión es igual al caudal de admisión puesto que la TV no tiene extracciones ni inducciones, y en el existente es de 24.8 kg/s, por lo que el cierre de las extracciones produciría una sobrecarga de caudal pasante del orden del 30% en la última sección y en el condensador de la TV, valor que excede los márgenes razonables de sobredimensionamiento previstos por sus fabricantes, (generalmente de no mucho mas del 10%), siendo necesaria la consulta a los mismos para conocer el nivel de admisibilidad de variar las condiciones operativas a la que sería sometida la máquina, y sus implicancias en todo sentido.

En general, las turbinas de vapor pueden operar con caudales menores aunque sus performances variarán con la desviación a las condiciones nominales. Además, un aumento de potencia requiere poder aumentar la capacidad del generador eléctrico existen efectos sobre los triángulos de velocidades de los flujos de vapor, cambios en los empujes axiales, etc. que deben ser cuidadosamente chequeados y corregidos para asegurar su aceptabilidad, supuesto que esta existe. En general se trata de evitar *sobre caudales* de vapor en las diferentes secciones de la turbina de vapor, para lo que se podría comenzar inyectando por la admisión un caudal adecuadamente menor que el nominal de la TV y verificando que a extracciones cerradas, los *sobre caudales* pasantes estén dentro de los márgenes de sobredimensionamiento provisto por el fabricante de la turbina. Obviamente, las performances no serán mejores que lo que se obtendría con una TV adecuada para CCs, en la que no existirán las rigideces derivadas de tener que recurrir a la TV existente, cuya ventaja es el gran ahorro en costos de inversión.

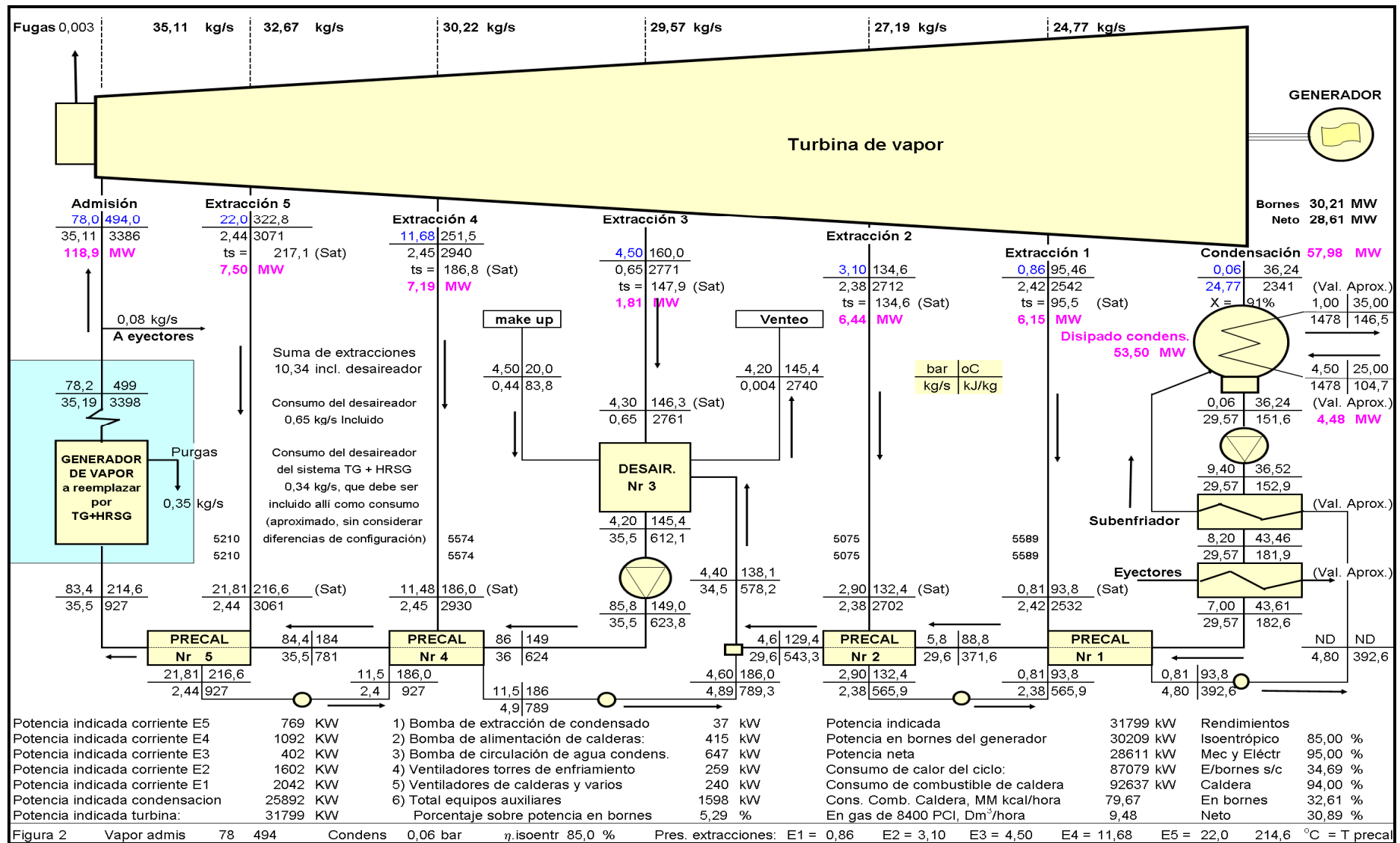


Figura 2: Ciclo térmico del sistema de generación a vapor a repotenciar

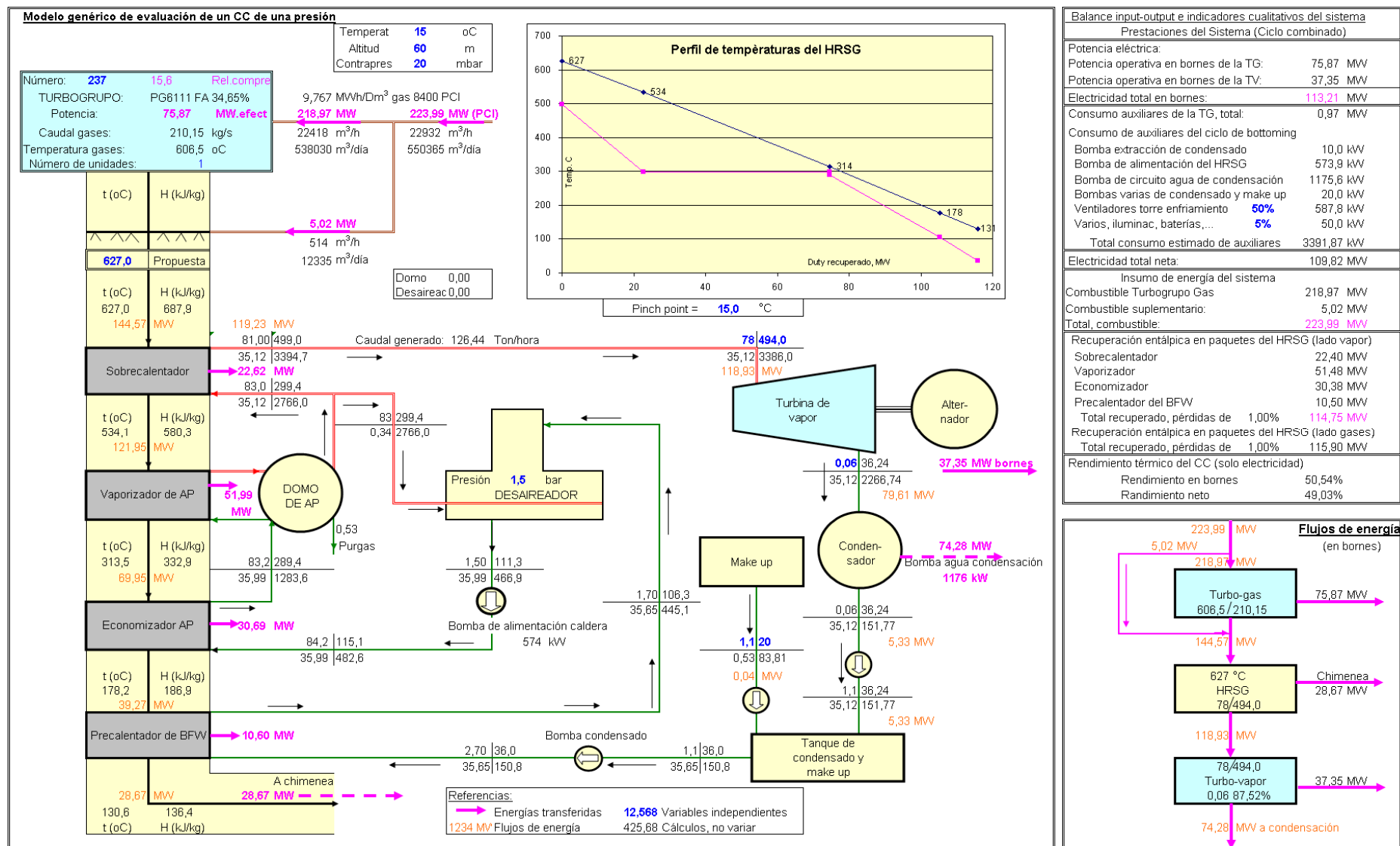


Figura 3: Ciclo combinado de una presión con la TG PG6111FA con mínimo fuego suplementario para un caudal de admisión de vapor de la TV de la Fig. 1 sin el precalentamiento regenerativo, el que en el presente caso se hace con calor recuperado por el HRSG, no siendo pues necesarias las extracciones

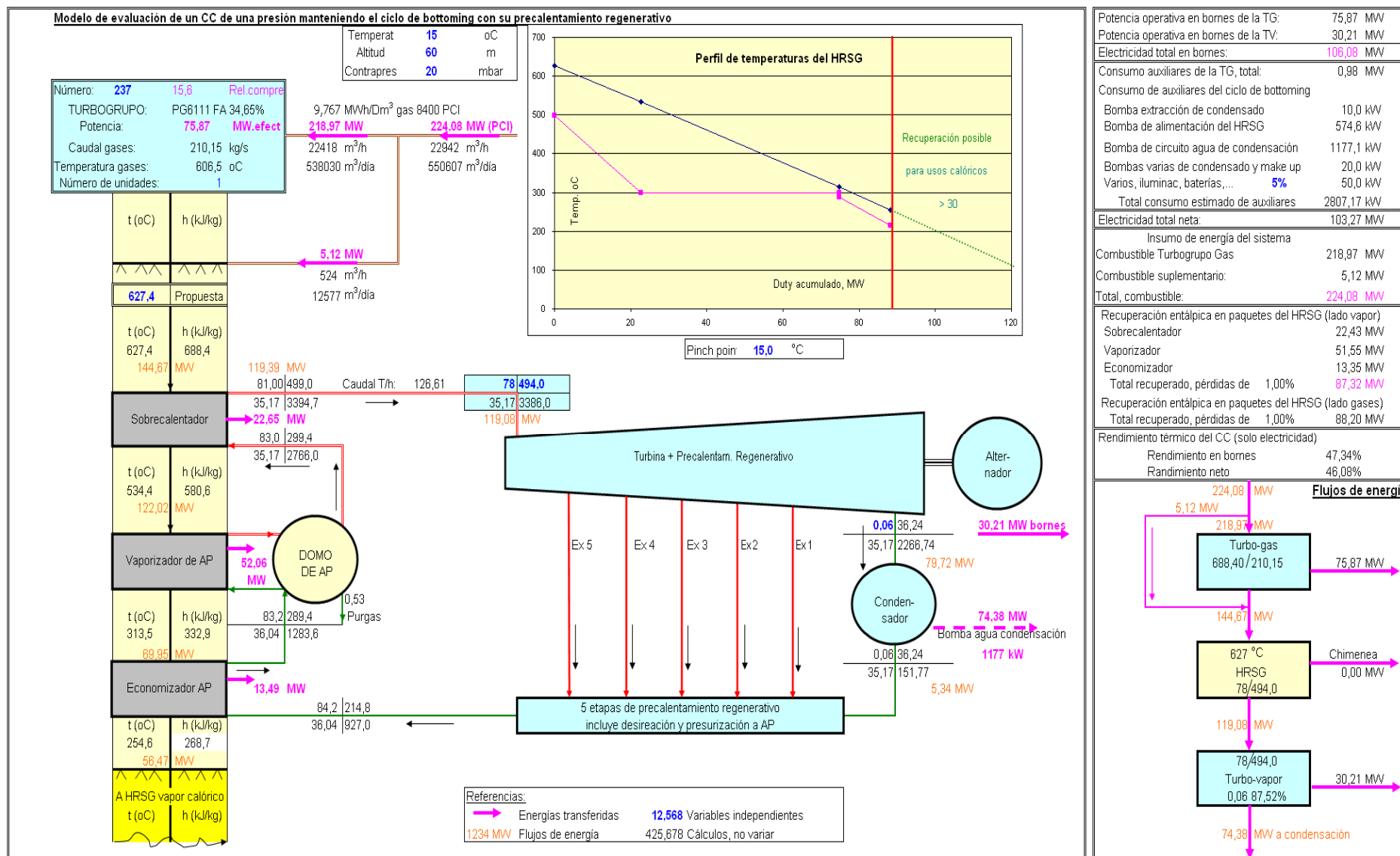


Figura 4: Repotenciación por reemplazo del generador convencional de vapor por un grupo TG + HRSG equivalente en parámetros del agua y vapor, para una central "electricidad + calor", prolongando el HRSG para generar vapor de BP para usos calóricos de bajas temperaturas.

Pero debe tenerse en cuenta que el objetivo del diseño óptimo de un HRSG de un ciclo de bottoming de un CC, es maximizar la transferencia de exergía del vapor generado e inyectado a la TV en una, dos o tres corrientes de inducción, utilizando de la mejor manera posible la exergía y entalpía de los gases de combustión que se transferirá al sistema agua / vapor, siendo posible utilizar la combustión suplementaria (al mínimo posible), especialmente para asegurar la paridad entre producción y demanda si tal exigencia fuera impuesta. Es también de posible aplicación útil el hecho de que una combustión suplementaria puede aumentar la temperatura de los gases de combustión y también muy ligeramente su capacidad calórica, con lo que, en el perfil de temperaturas de los gases de combustión del HRSG, la curva de enfriamiento de los mismos se hace mas empinada por unidad de *Duty* transferido. Se reduce así la temperatura de chimenea, o sea el calor sensible de los gases en las zonas de menores temperaturas, con un impacto positivo en la eficiencia del sistema por un mayor completamiento de la recuperación de calor. Este concepto, si bien es poco intuitivo, puede ser útil en algunos casos de aplicación, aunque cuidando de no llegar a soluciones triviales, con temperaturas de chimenea o diferenciales excesivamente reducidos, como hemos visto en algunos estudios realizados

En la Figura 3 se presenta el diagrama de un ciclo combinado de la opción de repotenciación del ciclo de la Fig. 2 con el turbogruppo PG 6111FA y HRSG de una presión que, con una pequeña adición de combustible suplementario para aumentar la temperatura de los gases de la TG de 606.5°C a 627.4°C, puede proveer de los 35.2 kg/s de vapor sobrecalentado de 78 bar, 494°C que la TV existente requiere como corriente de admisión. Puesto que el caudal a condensación de la turbina de vapor es de 24.77 kg/s, pretender hacer pasar un caudal de 35.2 kg/s cerrando todas las extracciones será muy posiblemente inviable a menos que la TV existente tenga un margen de sobredimensionamiento muy grande, cosa que puede no ser imposible que haya sucedido en la adquisición de la unidad. En el presente estudio, no habiéndose logrado obtener la información de los máximos caudales de vapor pasantes por las secciones de la TV, se ha decidido diseñar el sistema conservando la TV en las condiciones originales con su precalentamiento regenerativo y desgasificación del BFW, los que se conservan íntegramente, (Figura 4), dejando de lado el calentamiento del agua en el HRSG con sus gases calientes disponibles como se hace en los CCs dedicados. Y dejar ese calor de bajas temperaturas para destinarlo a usos calóricos en una central “*electricidad + calor*” o central CHP, de enorme importancia en la eficiencia energética a nivel global, lamentablemente muy poco conocido y practicado en nuestro País. Todo calor que pueda ser provisto por recuperación de este sistema, evitará la combustión de más combustibles en aplicaciones calóricas de baja calidad, (concepto de “combustible evitado”), ignorable como lo fué en los comienzos de la Revolución Industrial, pero relevante en las circunstancias actuales, y más aún en el futuro. En el perfil de temperaturas del HRSG de la Fig. 4, puede verse claramente que una recuperación de mas de 30 MW es posible para aplicaciones industriales o residenciales. En la Tabla 1 es de 34.63 MW si la temperatura de chimenea se limita a 100°C.

Como puede verse en la Fig. 4, el precalentamiento regenerativo aumenta la temperatura del agua de alimentación (BFW) hasta una temperatura de 214.6°C, por lo que el HRSG deberá continuar el calentamiento del agua, su vaporización y sobrecalentamiento desde esa temperatura. En el perfil de temperaturas del HRSG (figura 4) se lo ha indicado con una línea vertical en color rojo, que desde el comienzo del calentamiento del agua en el economizador hasta la salida del vapor sobrecalentado, se requiere un aporte de energía en la forma de calor de unos 88 MW.

Queda (perfil de temperaturas del HRSG, Fig. 4, y Tabla 1), un caudal de gases de más de 210 kg/s a 255°C, que implicaría una posible recuperación de calor de unos 35 MW: (Tabla 1), si se las enfriara hasta 100°C, y sin combustión suplementaria.

Temperatura	Entalpía, kJ/kg	Caudal. Kg/s	Duty, MW
255	269,18	210,15	56,57
100	104,37	210,15	21,93
Potencialmente recuperable			34,63

Tabla 1: Energía recuperable como calor hasta 100°C

Debe considerarse que la eliminación de la caldera convencional y su reemplazo por un conjunto TG + HRSG permite sustituir las irreversibilidades de la caldera por una generación de trabajo mecánico entregada por la TG, de 75.8 MW, que es una generación marginal (respecto al ciclo existente previo a la repotenciación) cuya magnitud es más del doble de la potencia del ciclo original de vapor.

La comparación de performances del ciclo de vapor y el ciclo combinado repotenciado se muestran en la Tabla 2.

	Ciclo vapor	Repotenciado
Potencia en bornes, MW	30,2	105,98
Consumo de combustible, MW	92,6	221,39
Rendimiento (bornes)	32,61%	47,34%
Relación de aumento de potencia		350,93%
Relación de aumento demanda combustible		239,08%
Relación de aumento de rendimiento		145,17%

Tabla 2: Comparación, ciclo de vapor y repotenciado

Los valores dados en la tabla, muestran la gran mejoría de las performances del ciclo repotenciado. Pero su eficiencia eléctrica es del 47,87%, valor enormemente favorable si se lo compara con el del ciclo convencional de vapor, pero desfavorable si se lo compara con un ciclo combinado dedicado, en el que con parámetros definidos sin las restricciones que imponen el condicionamiento de usar la TV existente, se podrían obtener rendimientos eléctricos aun mayores.

La solución que se propone aquí consiste en dividir el HRSG en dos partes: una de altas temperaturas para generar el vapor de alta presión y temperatura que requiere la TV existente que comprenden el sobrecalentador, vaporizador y economizador desde la temperatura del BFW de 214,6°C. Y a continuación en el HRSG (no indicado en la Fig. 4) una sección de BP sin o con fuego suplementario, destinada a generar vapor para uso fuera del ciclo de generación eléctrica. El primero puede operar independientemente generando electricidad en las condiciones nominales, 106 MW, sin interferir con la generación de vapor para usos calóricos. Debido a la escasa transportabilidad y almacenabilidad del calor, debe proveerse a este sistema la posibilidad de modulación que fuera necesaria para mantener la paridad entre su producción y la demanda del o de los usuarios de calor. Estos usuarios pueden ser específicos, como los usuarios industriales con presiones, temperaturas y caudales específicos, o genéricos como los “*district heating*” que operan con agua caliente en fase líquida a una temperatura del orden de los 100°C. A nivel mundial, existe el “*mercado del calor*” los sistemas denominados de “*district heating (DH)*” son los mas comunes, especialmente en áreas de bajas temperaturas ambientales o el “*district heating and cooling (DHC)*” para distribución de calor en períodos fríos, y frío en períodos calurosos, con mejoras importantísimas en la eficiencia energética en el acondicionamiento de ambientes. Se menciona también la posibilidad de usar calor en la producción de frío con máquinas de absorción, aunque sus eficiencias no son óptimas. Existen también los sistemas “*tap water warming*” de agua tibia para usos sanitarios que permiten la utilización casi completa de la energía derivada de combustibles. [3], [4].

Solo a efecto de explorar los valores de recuperación de energía posibles en la forma de calor de una corriente de vapor saturado, se han calculado y tabulado (Tabla 3) las recuperaciones supuestamente para una o mas industrias o demandantes próximos, los que pueden sustituir a la generación en ineficientes calderas convencionales de presiones desde 15 a 1 bar.

Se encontró que sin combustión suplementaria (posible de instalar a continuación del economizador de AP):

- si los 210 kg/s de gases calientes a 255°C que salen del HRSG (fig. 4), se envían al recuperador de vapor calórico (continuación del HRSG que genera el vapor para la turbina, se puede generar unas 17 Ton/h de vapor saturado de 15 bar, con un pinch point de 15°C, enfriándose los gases calientes hasta unos 198°C, lo que todavía implica una pérdida elevada.

Presión del vapor bar	Temp vapor oC	Caudal Ton/h	Duty recup MW	Temp.Chim oC
15	198,25	16,93	12,81	198,29
13	191,62	19,36	14,62	190,22
11	184,12	22,04	16,61	181,36
9	175,43	25,06	18,82	171,42
7	165,03	28,58	21,38	159,97
5	151,89	32,88	24,45	146,16
3	133,52	38,65	28,47	127,99
1	99,61	48,68	35,14	97,68

Tabla 3: Recuperación energética del HRSG “calórico”.

- Si la demanda de vapor es a presiones menores, la recuperación aumenta, siendo de unas 28 Ton/h para vapor de unos 100 psi para el mismo pinch point, reduciéndose la temperatura de chimenea a unos 160°C. Para una presión del vapor de 1 bar, la recuperación es de 48.7 Ton/h y la temperatura de chimenea es menor a 100°C. En la Tabla 3 se presentan los valores calculados para generación de vapor de 15 a 1 bar. En aplicaciones de “*tap water warming*”, el calentamiento del agua comienza a muy bajas temperaturas y permite el aprovechamiento del calor hasta temperaturas menores de 100°C
- Si se recurre a la combustión suplementaria, es posible generar hasta unas 100 Ton/h, enfriando los gases calientes a valores del orden de los 100°C, o sea mejorando considerablemente la eficiencia del sistema mediante la generación del vapor, y la ecuación económica a través de su venta
- Lo indicado es importante desde el punto de vista de la flexibilización del sistema ante variaciones de la demanda del vapor para usos calóricos, por demandantes externos, actores fuera del control de la central repotenciada. Actuando sobre la combustión suplementaria, el caudal de producción de vapor puede variar en un rango muy amplio de caudales, (entre 25 y 100 Ton/h) sin interferir en la generación eléctrica del ciclo combinado.

## CONCLUSIONES

Si se agrega a las cifras dadas en la Tabla 2, un adicional de energía térmica útil de 25 MW (de un rango de 15 a 30 MW), el rendimiento del combustible (“*Fuel Efficiency*”) de la central resulta de

Electricidad producida:	106 MW
Calor útil aprovechado	25 MW
Combustible insumido:	221.4 MW
Relación “Electricidad / Calor”	4.24
Fuel Efficiency:	59.2 %, valor mayor a las de centrales de CC existentes aquí.

Actualmente, a nivel mundial, las centrales eficientes tipo “Electricidad + Calor”, alcanzan valores de *fuel efficiency* del orden del 90%, aunque con una relación “Electricidad / Calor” de aprox. 1. En estas centrales, el calor de condensación de la TV es aprovechado, aunque en este caso no lo hemos considerado dado que ello implicaría reemplazar la TV de vapor existente por una unidad de contrapresión, quedando un potencial de mas de 50 MW de calor recuperable a expensas de una menor producción de electricidad, solución que debe ser tratado en cada caso específico. La no consideración de una repotenciación podía resultar tolerable en los comienzos de la Revolución Industrial, hace 200 años atrás, acorde a los paradigmas energéticos y ambientales de aquella época, pero actualmente debería ser fuertemente desalentada.



Como se mencionó arriba, un proyecto de repotenciación, dependiendo del caso específico que se trate, tiene una rentabilidad potencialmente muy superior a la construcción de una nueva central de CC, por menor monto de inversión dado que una buena porción de la infraestructura y equipos auxiliares son existentes, porque las TGs actualmente son mucho menos costosas que las centrales a vapor por kW instalado, y porque el tiempo de construcción a planta parada es mucho menor que la construcción “grass roots” de un CC. Y si el CC es “solo electricidad” como lo son la casi totalidad de los CCs existentes en el País, el CC repotenciado “electricidad + calor” puede fácilmente superar en *fuel efficiency* a un CC dedicado

## REFERENCIAS

- [1] Fushimi, A. Zárate, L. *Consideraciones básicas de diseño de ciclos combinados*. Trabajo presentado a Asades 2011, Rio Hondo, Pcia de Santiago del Estero, Año 2011.
- [2] Fushimi, A. y Sosa, M.I. “*Perspectivas de la repotenciación de un ciclo de vapor con recalentamiento*” Publicado por la Revista “*Ciencia e Ingeniería*” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Los Andes (ULA), Mérida, Venezuela, ISSN 1316-7081 Vol. 23, N° 3, Noviembre 2002, Pp. 13 - 19
- [3] Fushimi, A, Zárate, L, Moreda, M, Hall, M. y Gómez, M. *La aplicación del District Heating en el uso racional de la energía*”. Publicado en la página web de la Unión industrial Argentina (UIA) [www.uia.org.ar/noticia.do?id=670](http://www.uia.org.ar/noticia.do?id=670)
- [4] Fushimi, A, Zárate, L, Moreda, M, Hall, M. y Gómez, M. “*La aplicación del District Heating a partir de las centrales térmicas*”. Publicado en la página web de la Unión industrial Argentina (UIA) [www.uia.org.ar/noticia.do?id=670](http://www.uia.org.ar/noticia.do?id=670)

## ABSTRACT

In this paper, we present the results of a re-powering a small (about 30 MW at power terminals) steam cycle with a gas turbine power generator selected from those in the market for these units. It shows the enormous power and efficiency gains that can be achieved through the integration options by upgrading this conventional process to a one pressure combined cycle, and the potential for a further improvement in extra spending for the concept "electricity only" to that "electricity + heat". The authors attempt to describe a case study and its conclusions so that the derived concepts can hopefully be useful for those who can or should perform an analysis in similar cases.

Keywords: Thermal Systems. Repowering of steam cycles. Energy efficiency. Cogeneration. Combined Cycle